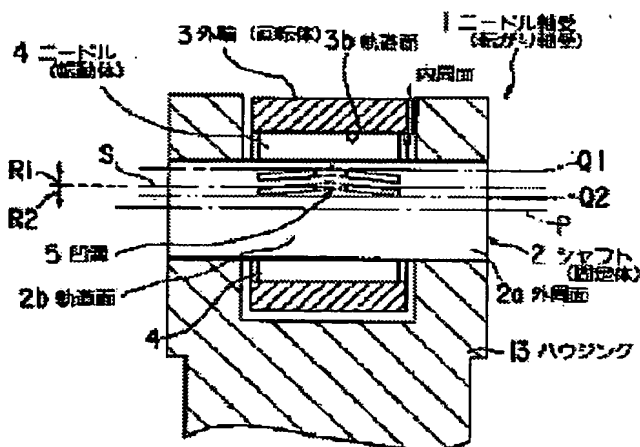


ROLLING BEARING

Patent number: JP11336772
 Publication date: 1999-12-07
 Inventor: SATO TAKANOBU; GOINO MAKOTO
 Applicant: NIPPON SEIKO KK
 Classification:
 - International: F16C33/66; F16C33/66; (IPC1-7): F16C33/66
 - european:
 Application number: JP19980144095 19980526
 Priority number(s): JP19980144095 19980526

Abstract of JP11336772

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a rolling bearing capable of restraining lowering of longevity by restraining shortage of oil film made of lubricant on a raceway surface. **SOLUTION:** A needle bearing 1 as a rolling surface is furnished with a shaft 2 as a fixed body, an outer ring 3 as a rotor and a needle 4 as a rolling element. A cross-section shape of the shaft 2 is formed circular. The outer ring 3 is formed in an annulus ring shape having an inside diameter larger than an outside diameter of the shaft 2. The needle 4 is provided free to roll between the shaft 2 and the outer ring 3. The needle 4 rolls on a raceway surface 2b of the shaft 2 and a raceway surface 3b of the outer ring 3. A radial load works in a load range by a load from an outer device, etc., and the radial load does not work in a non-load range on the needle 4. A recessed groove 5 is provided along from the non-load range to the load range in the neighbourhood of a boundary of both ranges on the raceway surface 2b of the shaft 2.



THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-336772

(43) 公開日 平成11年(1999)12月7日

(51) Int.Cl.⁸

F 1 6 C 33/66

識別記号

F I

F 1 6 C 33/66

Z

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号

特願平10-144095

(22) 出願日

平成10年(1998)5月26日

(71) 出願人

000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72) 発明者

佐藤 高信

神奈川県藤沢市桐原町12番地 日本精工株式会社内

(72) 発明者

五位野 良

神奈川県藤沢市桐原町12番地 日本精工株式会社内

(74) 代理人

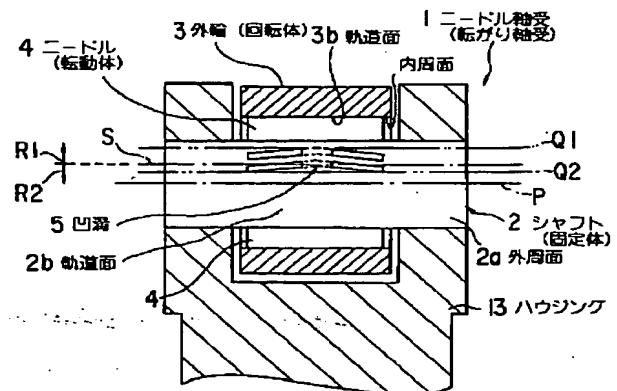
弁理士 鈴江 武彦 (外5名)

(54) 【発明の名称】 転がり軸受

(57) 【要約】

【課題】軌道面における潤滑剤からなる油膜ぎれを抑制して、寿命の低下を抑制できる転がり軸受を提供することにある。

【解決手段】転がり軸受としてのニードル軸受1は固定体としてのシャフト2と回転体としての外輪3と回転体としてのニードル4とを備えている。シャフト2は断面形が円形に形成されている。外輪3はシャフト2の外径より大きな内径を有する円環状に形成されている。ニードル4はシャフト2と外輪3との間に転動自在に設けられている。ニードル4はシャフト2の軌道面2bと外輪3の軌道面3b上を転動する。ニードル4は負荷圈において外部装置などからの荷重によってラジアル荷重が作用し非負荷圈においてはラジアル荷重が作用しない。シャフト2の軌道面2bには負荷圈と非負荷圈との境の近傍において非負荷圈から負荷圈とに亘って凹溝5が設けられている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】固定体と、回転体と、これら固定体と回転体との間に転動自在に設けられた転動体とを備えた転がり軸受において、前記固定体の前記転動体が転動する軌道面の少なくとも前記転動体に荷重が作用する負荷圏と前記荷重が作用しない非負荷圏との境の近傍において、前記非負荷圏から負荷圏とに亘って、前記軌道面の表面から凹に形成された凹溝を設けたことを特徴とする転がり軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、自動車、電気・情報・鉄鋼などの産業分野に用いられる各種機械や、各種の工作機械、産業機械などに用いられる転がり軸受に関する。

【0002】

【従来の技術】自動車、電気・情報・鉄鋼などの産業の分野に用いられる各種機械や、各種の工作機械、産業機械などに用いられる転がり軸受としての、エンジンタペットやオートマチックトランスミッションなどに用いられるニードル軸受は、固定体としてのシャフトと、回転体としての外輪と、転動体としてのニードルと、を備えている。また、ニードル軸受は、前記ニードルを前記シャフトと外輪との間に保持する保持器を有していないとともに、前記シャフトと外輪との間には潤滑剤が充填されている。

【0003】この潤滑剤は、シャフト及び外輪と、ニードルとが互いに接触する部分において、金属同士の接触を防止し、これらの摩擦および摩耗を抑制するように、前記回転体としての外輪の回転などによって、前記シャフトと外輪との間などを周方向に沿って流れて循環している。

【0004】前記潤滑剤は、前述したように回転体としての外輪の回転などによって循環する際に、前記シャフト及び外輪それぞれのニードルとの接触する面（軌道面）と、前記ニードルの周面などの表面と、に弾性流体潤滑油膜を形成する。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】前記ニードル軸受は、比較的小さな寸法に形成されているとともに、大きな負荷容量を有している。ニードル軸受は、小型化によって、回転体としての外輪の周方向に沿った速度が減少することとなって、前記弾性流体潤滑油膜が前記シャフト及び外輪それぞれの軌道面と、前記ニードルの周面とに、必ずしも十分に形成されなくなる。

【0006】このため、前記ニードル軸受は、前記シャフト及び外輪それぞれの軌道面と、ニードルの周面とに、潤滑剤の枯渇による潤滑不良時特有のピーリングとよばれる表面損傷が発生するとともに、このピーリングがうろこ状にはがれる所謂フレーキングに成長して、軸

受の寿命の低下をもたらすこととなる。

【0007】また、比較的大型でかつ内輪と外輪とこれら内外輪の間に転動自在に設けられた転動体とを備えた転がり軸受は、その寸法の大型化などによって、前記回転体の周方向に沿った速度が増加することとなって、遠心力によって潤滑剤が飛散したり軸受自体の発熱によって潤滑剤の粘度が低下するなどして、前記軌道面と転動体との間に前述した弾性流体潤滑油膜が十分に形成されなくなることがあった。

10 【0008】さらに、前記転がり軸受は、組付られた外部装置などから作用する荷重によって生じるラジアル荷重を前記転動体が受ける範囲としての負荷圏と、転動体が前述したラジアル荷重を受けない非負荷圏と、の境の近傍において、潤滑剤が枯渇したりして油膜ぎれの状態となったり、前記転動体と軌道面との間ですべりが生じたりするなどして、部分的な発熱による微小な凝着所謂スミアリングが生じることがあった。このスミアリングが生じると、軸受の寿命の低下をもたらすこととなる。

20 【0009】さらに、中型または大型の電動機（モータ）などに用いられる軸受は、前述した負荷圏と非負荷圏との境の近傍において、潤滑剤が枯渇したりして油膜ぎれの状態となったり、前記転動体と軌道面との間ですべりが生じたりすることがあった。このため、前記軸受は、きしり音を発生させたり前述したスミアリングが生じることがあった。従って、本発明の目的は、軌道面における潤滑剤の油膜ぎれを抑制して、寿命の低下を抑制できる転がり軸受を提供することにある。

【0010】

30 【課題を解決するための手段】前記課題を解決し目的を達成するために、本発明の転がり軸受は、固定体と、回転体と、これら固定体と回転体との間に転動自在に設けられた転動体とを備えた転がり軸受において、前記固定体の前記転動体が転動する軌道面の少なくとも前記転動体に荷重が作用する負荷圏と前記荷重が作用しない非負荷圏との境の近傍において、前記非負荷圏から負荷圏とに亘って、前記軌道面の表面から凹に形成された凹溝を設けたことを特徴としている。

40 【0011】前記転がり軸受は、潤滑剤が固定体の軌道面の少なくとも負荷圏と非負荷圏との境の近傍において前記非負荷圏と負荷圏とに亘って形成された凹溝に沿って流れるとともに、この凹溝に保持されることとなる。

【0012】前記凹溝に沿って流れかつ前記凹溝に保持されるので、潤滑剤が、前記固定体及び回転体と転動体とが互いに接する軌道面と、転動体の表面との間に送り込まれることとなって、前記軌道面と転動体との油膜ぎれ状態での接触が抑制される。

50 【0013】さらに、前記固定体の軌道面に前記凹溝を設けたので、前記この軌道面における転動体との接触面圧が増大して、前記転動体が軌道面上を滑ることなく確実に転動することとなる。

【0014】また、前記凹溝は、回転体の回転によって生じる潤滑剤の流れを付勢する所謂ポンピング作用を生じる方向に沿って形成されるのが望ましい。この場合、前記潤滑剤をより付勢することとなって、潤滑剤が前記固定体及び回転体それぞれの軌道面と、転動体の表面との間に送り込まれることとなって、前記軌道面と転動体との油膜ぎれ状態での接触がより抑制される。

【0015】さらに、前記転がり軸受において、前記固定体に、前記凹溝が設けられた位置を識別自在とする識別部を設けるのが望ましい。この場合、前記転がり軸受を外部装置などに組み付ける際に、前記凹溝を前記外部装置から加わる荷重によって生じる前記負荷圏と非負荷圏とに亘る所望の位置に位置させた状態で、容易に組み付けることができる。

【0016】

【発明の実施の形態】以下、本発明の第1の実施形態について図1ないし図7を参照して説明する。図1ないし図3に示す転がり軸受としてのニードル軸受1は、自動車などのエンジンのエンジンタペットなどに用いられる軸受であって、エンジンタペットなどの外部装置のハウジング13（図3に示す）に取付けられるようになっている。

【0017】ニードル軸受1は、軌道輪としてのシャフト2と外輪3と転動体としてのニードル4とを備えている。シャフト2は断面が円形に形成されているとともに、本明細書に記した固定体をなしている。

【0018】外輪3は、前記シャフト2の外径より大きな内径を有する円環状に形成されているとともに、前記シャフト2などの軸線P回りに正逆方向に回転自在となっている。外輪3は本明細書に記した回転体をなしている。

【0019】転動体としてのニードル4は、針状に形成されておりかつシャフト2の外周面2aと外輪3の内周面3aに接した状態で前記シャフト2と外輪3との間に複数転動自在に設けられている。ニードル4は、前記シャフト2と外輪3と間の相対的な回転を、互いに外輪3及びシャフト2に伝えないようになっている。

【0020】前記シャフト2および外輪3のそれぞれの前記外周面2a及び前記内周面3aにおいて、前記ニードル4が対向しかつニードル4が接して転動する部分は軌道面2b、3bをなしている。これらの軌道面2b、3bは、前記外輪3が軸線P回りに正逆方向に回転する際に前記ニードル4が転がるようになっている。また、前記シャフト2と外輪3との間には、グリースなどの潤滑剤が充填されている。

【0021】シャフト2の軌道面2b及び外輪3の軌道面3bとの間に設けられたニードル4には、前記ニードル軸受1がエンジンタペットなどに組み付けられた際に、このエンジンタペットなどの外部装置から作用する荷重によって、内部応力としてのラジアル荷重が作用す

る。

【0022】図示例においてラジアル荷重は、図2に示すように、このラジアル荷重が最大となる最大負荷圏位置MRと軸線Pとを結んだ線分Lに対し、最大負荷圏位置MRを中心として、例えば±70度（degree）などの第1の所定角度 θ_1 以下の図示中の領域R1（以下負荷圏とよぶ）の範囲内に生じている。

【0023】また、前記第1の所定角度 θ_1 より前記線分Lとのなす角度が大きな図示中の領域R2の範囲内は、前記ラジアル荷重がニードル4に作用しない非負荷圏となっている。なお、図示例において、前記線分Lに対する角度において、前記軸線Pを中心として時計回りの方向をプラスとし、時計と逆回りの方向をマイナスとしている。

【0024】前記固定体としてのシャフト2の軌道面2bの少なくとも前記負荷圏R1と前記非負荷圏R2との境界MKとの近傍において、前記非負荷圏R2から負荷圏R1と亘って、前記軌道面2bの表面から凹に形成された図3及び図4に示す凹溝5が設けられている。

【0025】図示例において、前記凹溝5は、前記軸線Pを中心として前記線分Lに対し例えば±40度などの第2の所定角度 θ_2 を有する位置（図2及び図3中二点鎖線Q1で示す）から、前記軸線Pを中心として前記線分Lに対して例えば±80度などの第3の所定角度 θ_3 を有する位置（図2及び図3中二点鎖線Q2で示す）までの範囲に設けられている。

【0026】前記凹溝5は、図4に示すように、前記軸線Pとの間に例えば45度などの傾き ϕ_1 を有して形成された第1の溝6と、前記軸線Pに対する前記第1の凹溝6の傾き ϕ_1 に対し逆向きの傾き ϕ_2 を有して形成された第2の溝7と、を備えている。

【0027】これらの溝6、7は、前記軌道面2b上において互いにまじわらないように、互いに間隔を有して設けられており、前記軌道面2bの中央部に向かって延長すると、図3及び図4中の点線で示すように互いに交わってV字状の所謂ヘリングボーン溝となる位置に設けられている。

【0028】また、これらの溝6、7は、前述したように所謂ヘリングボーン溝となると、このヘリングボーン溝の鋭部が前記最大負荷圏位置MRに相対するように設けられている。

【0029】このように、前記凹溝5は負荷圏R1と非負荷圏R2との境界MKと軸線Pとのなす線分（図2中一点鎖線Sで示す）から、前記軸線Pを中心として前記非負荷圏R2側に10度傾いた範囲に設けられている。

【0030】このことは、前記凹溝5が、この10度より前記非負荷圏R2側に傾いた範囲に設けられても、前記ニードル4と軌道面2bとの間の隙間が大きいため、前記潤滑剤が前記軸線P方向に逃げてしまい、後述するように前記軌道面2bとニードル4との間に保持できな

10

20

30

40

50

いたためである。

【0031】また、前記凹溝5は、前記負荷圏R1において、前記軸線Pを中心として前記線分Lに対し40度以上傾いた範囲に設けられている。このことは、前記凹溝5が、この40度傾いた位置より前記最大負荷圏位置MR側に設けられると、前述したラジアル荷重などによって、前記ニードル4と軌道面2bとの接触面圧が上昇するためである。

【0032】また、前記シャフト2の端面8には、前記凹溝5の位置を識別するための識別部としての印9が設けられている。この印9によって、前記ニードル軸受1をエンジンタペットなどの外部装置に取付ける際に、前記最大負荷圏位置MRを前記外部装置などからの荷重によって生じるラジアル荷重が最大となる位置つまり前記凹溝5を前記負荷圏R1と非負荷圏R2とに亘る所望の位置に位置させた状態で、容易に取付けることができる。このように、前記識別部としての印9によって、外部装置への取付け時の前記凹溝5および負荷圏R1の位置を容易に識別することができる。

【0033】また、図示例においては、前記外輪3が前記軸線P回りに正逆方向に回転する場合を示しているが、前記外輪3が一方向のみに回転する場合には、前記凹溝5は、少なくとも前記最大負荷圏位置MRの外輪3の回転方向の上流側に設ければ良い。

【0034】また、前述したラジアル荷重がそれ程大きくならない場合には、前記凹溝5を前記負荷圏R1の全域に亘って設けてもよく、前記シャフト2の軌道面2bの全周に亘って設けてもよい。

【0035】これらの場合は、前記ニードル4と軌道面2bとの互いの接触面圧の増加による軸受1の寿命の低下を抑制するために、前記溝6、7のそれぞれの幅を、互いに平行な第1の溝6、6の相互の間隔及び第2の溝7、7の相互の間隔より狭く形成するとともに、溝6、7の深さを前記ラジアル荷重などによって前記軸受1が弾性的に変形する際に前記ニードル4と軌道面2bとが互い接近する弾性接近量より浅く形成するのが望ましい。

【0036】例えば2.5GPaなどの所定の面圧より大きな面圧を生じる荷重が作用する場合には、前記溝6、7の深さを前記弾性接近量より浅い例えば30μmなどの所定深さ以下に形成して、前記凹溝5の底面なども前記ラジアル荷重を支持するようにするのが望ましい。

【0037】また、前述した図示例における凹溝5は、前記軸線Pとの傾き $\phi 1$ 、 $\phi 2$ が互いに逆向きの第1及び第2の溝6、7を備えて構成されているが、この凹溝5として、図3中に点線などに示すように第1の溝6と第2の溝7とが互いに交わって形成された所謂ヘリングボーン溝5aや、図5に示すように前記軸線Pとのなす角度が45度などの略一定の第4の所定角度 $\theta 4$ に形成

されかつ互いに平行な複数の溝10aからなるスパイラル溝10や、図6に示すように前記軌道面2bにおいて前記第1及び第2の溝6、7を互いに交差させて形成した所謂交差溝11や、図7に示すように前記軸線Pに沿って互いに平行に形成された複数の溝12aからなる平行溝12などを用いてもよい。

【0038】また、前記凹溝5、5a、10、11、12などの位置を識別するための識別部として、前述した印9の他に前記シャフト2及び外輪3などに形成された切欠や、シャフト2と外輪3などが外部装置などのハウジング13に取付けられる際の締め合い表示や、前記潤滑剤をシャフト2と外輪3との間に供給する際などに用いられる給油穴などを用いてもよい。

【0039】前述した構成によれば、外輪3が前記軸線Pまわりに回転すると、転動体としてのニードル4は、前記シャフト2の外周面2aの軌道面2b上を転がりながら、前記シャフト2の周方向に沿って回転することとなる。

【0040】そして、前記シャフト2と外輪3との間に充填された潤滑剤は、前記負荷圏R1と非負荷圏R2との境MKの近傍において前記非負荷圏R2から前記負荷圏R1とに亘って形成された凹溝5に沿って流れることとなる。このため、前記非負荷圏R2から負荷圏R1とに亘って前記潤滑剤が付勢されて流れることとなり、特に前記負荷圏R1における軌道面2bとニードル4との間に送り込まれることとなる。

【0041】さらに、前記凹溝5が、潤滑剤にさらに遠心力などが作用しても、この潤滑剤を前記非負荷圏R2と負荷圏R1とに亘って前記軌道面2bとニードル4との間に保持しておくこととなる。

【0042】したがって、特に、負荷圏R1において前記シャフト2の軌道面2b及び外輪3の軌道面3bとニードル4との間に常に潤滑剤が存在することとなり、油膜切れ状態で、前記軌道面2b、3bとニードル4とが互いに接触することが抑制される。

【0043】したがって、転がり軸受としてのニードル軸受1のスミアリングやピーリングやフレーキング及びきしり音などの発生を抑制でき、寿命の低下を抑制することができる。

【0044】さらに、前記非負荷圏R2と負荷圏R1とに亘って凹溝5が設けられているので、この非負荷圏R2と負荷圏R1とに亘って、前記ニードル4と軌道面2bとの互いの接触面圧が上昇することとなる。このため、ニードル4が、前記軌道面2b上をすべることなく確実に転動することとなる。このため、スミアリングやきしり音などをより確実に抑制することができる。

【0045】また、オートマチックトランスミッションなどには、前記ニードル軸受1を互いに同軸的に複数配した副列ニードル軸受を用いている。この副列ニードル軸受も前記ニードル軸受1と同様に、固定体の軌道面に

前記凹溝5、5a、10、11、12を設けている。この副列ニードル軸受は、前述した凹溝5、5a、10、11、12の潤滑剤の流れの付勢効果と保持作用とによって、寿命の低下を抑制できる。

【0046】さらに、前述した実施形態においては、シャフト2を固定体としているが、外輪3を固定体として用いる場合、この外輪3の軌道面3bに前述した凹溝5、5a、10、11、12を設けることによって、寿命の低下を抑制できるのはいうまでもない。

【0047】図8は、第2の実施形態を示し、前記第1の実施形態と同一構成部分には同一符号を付して説明を省略する。図8に示す転がり軸受としての円筒ころ軸受21は、電動機などに用いられる軸受である。前記円筒ころ軸受21は、回転体としての内輪22と、固定体としての外輪23と、前記内外輪22、23の間に転動自在に設けられた転動体としての円筒ころ24と、前記円筒ころ24を前記内外輪22、23の間に保持する保持器25とを備えている。

【0048】この円筒ころ軸受21は、固定体としての外輪23の内周面23aにおいて、円筒ころ24が転動する軌道面23bの前記最大負荷圏位置MR及びこの最大負荷圏位置MRの近傍を避けた位置に、前記第1及び第2の溝6、7を備えた凹溝としての交差溝11を設けている。

【0049】前記交差溝11は、軸線Pと最大負荷圏位置MRとを結んだ線分Lに対し ± 40 度などの前記第2の所定角度 $\theta 2$ 傾いた位置から前記非負荷圏R2の全周に亘って設けられている。なお、前記交差溝11の第1及び第2の溝6、7は、前記軸線Pに対する傾き $\phi 1$ 、 $\phi 2$ が、互いに逆向きでかつ略 45 度となるように形成されている。

【0050】また、前記交差溝11は、前記外輪23と円筒ころ24との互いの接触面圧が2、0GPa以上となる範囲を避けて設けられるのが望ましい。このため、前述したラジアル荷重が比較的大きな場合には、前記軸線Pを中心として前記線分Lに対し 40 度などの前記第2の所定角度 $\theta 2$ より大きな角度が傾いた位置から、前記交差溝11を設けるのが望ましく、前記ラジアル荷重が比較的小さい場合には、前記線分Lに対し 40 度などの第2の所定角度 $\theta 2$ より小さい角度が傾いた位置から前記交差溝11を設けるのが望ましい。

【0051】なお、本実施形態の円筒ころ軸受21においても、内輪22が固定体とされかつ外輪23が回転体とされた場合には、前記交差溝11を内輪22の外周面22aにおける軌道面22bに設けるのが望ましい。この場合、前記交差溝11は、前記軸線Pを中心として前記線分Lに対し ± 40 度などの前記第2の所定角度 $\theta 2$ 傾いた位置から非負荷圏R2の全域に亘って設けられるのが望ましい。

【0052】本実施形態によれば、前述した第1の実施

形態と同様に、潤滑剤が前記交差溝11に沿って付勢されて流れることとなって、特に前記負荷圏R1における軌道面23bと円筒ころ24との間に送られる。また、交差溝11が潤滑剤を前記非負荷圏R2と負荷圏R1とに亘って前記軌道面23bと円筒ころ24との間に保持する。

【0053】したがって、特に負荷圏R1において前記内輪22の軌道面22b及び外輪23の軌道面23bとニードル4との間に常に潤滑剤が存在することとなって、油膜ぎれ状態で、前記軌道面22b、23bとニードル4とが互いに接触することが抑制される。

【0054】したがって、前記円筒ころ軸受21は、スミアリングやピーリングやフレーキング及びきしり音などの発生が抑制され、寿命の低下が抑制されることとなる。さらに、前記非負荷圏R2と負荷圏R1とに亘って交差溝11が設けられているので、この非負荷圏R2と負荷圏R1とに亘って、前記円筒ころ24と軌道面23bとの互いの接触面圧が上昇することとなる。

【0055】このため、前記円筒ころ24が軌道面23b上を滑ることなく確実に転動することとなる。したがって、スミアリングやきしり音などをより確実に抑制できる。

【0056】なお、図示例においては、前記凹溝として前記第1の溝6と第2の溝7とを備えた交差溝11を用いているが、本実施形態においても前記第1の実施形態と同様に、前記凹溝として、図4に示す凹溝5及びヘリングボーン溝5aや、図5に示すスパイラル溝10や、図7に示す平行溝12などを用いてもよい。

【0057】また、図示例において、前記識別部としての印9は、前記非負荷圏R2の前記軸線Pを挟んで前記最大負荷圏位置MRと相対する位置に設けられているが、この印9を最大負荷圏位置MRの近傍に設けて、前記交差溝11などの位置を容易に識別できるようにしてもよい。

【0058】本発明において、図示例には示さないが、円錐ころ軸受、自動調心ころ軸受、深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受などの種々の転がり軸受において、固定体の軌道面に前述した凹溝5、5a、10、11、12のうち任意の凹溝を選択して形成しても良いことは無論である。この場合も、潤滑剤の潤滑条件を改善し、ピーリング、スミアリング、きしり音の発生などを抑制できる。

【0059】また、種々の産業分野に用いられる各種機械や、各種の工作機械、産業機械には、固定体または回転体のうち一方をなす内輪と、他方をなす外輪と、これら内外輪の間に転動自在に設けられたころとを備え、前記内外輪のうち少なくとも一方に前記ころの端面と対向する対向面を有するつば部を設けた転がり軸受が用いられることがある。

【0060】前記つば部などを有する転がり軸受としての自動調心ころ軸受、円錐ころ軸受、円筒ころ軸受やニ

ードル軸受は、前記固定体、回転体及びころの加工精度や回転中の負荷、回転速度、潤滑条件などの変動によって生じる固定体及び回転体の軸線方向に沿ったスラスト力が増大して、前記ころが前記回転体及び固定体の周方向に対し交差する方向に振れながら回転する所謂スキューが生じることがある。

【0061】前記スキューが生じると、前記ころの端面と前記つば部の対向面とが互いにこすれるとともに、前記軌道面ところとがこすれることとなる。さらにこれらのこすれることによって生じる発熱は、軸受自体を温度

【0062】また、前記円錐ころ軸受や、円筒ころ軸受は、前述したスキューなどが生じると、前記つば部の対向面における潤滑剤が枯渇して、摩擦トルクが増大したり焼付きが生じることがあった。

【0063】さらに、中型および大型の電動機などに用いられる前述した転がり軸受においては、前述したスキューなどが生じると、前記つば部の対向面における潤滑剤が枯渇して、この対向面において潤滑剤が不足して、きしり音などを生じることがあった。

【0064】図9ないし図13は、前述のような問題を解決した転がり軸受を示しており、前述したスキューを抑制して、スミアリング、ピーリング、フレーキング、焼付き及びきしり音などの発生を抑制できかつ性能の低下および寿命の低下の抑制などを可能としたものである。

【0065】図9ないし図11は、前述した課題を解決した転がり軸受の第1の開示例を示し、第1ないし第3の実施形態と同一構成部分には同一符号を付して説明を省略する。

【0066】図9に示すように、本開示例における転がり軸受としてのスラスト自動調心ころ軸受31は、固定体と回転体とのうち一方をなす内輪32と、他方をなす外輪33と、内外輪32、33の間に転動自在に設けられた転動体としての球面ころ34と、前記球面ころ34を前記内外輪32、33の間に保持する保持器35と、スリーブ36とを備えている。内外輪32、33の間には、グリースなどの潤滑剤が充填されている。

【0067】前記球面ころ34は、その周面34aが、外周方向に膨らんで形成されたたる型に形成されているとともに、前記内外輪32、33の軌道面32b、33b上を転動するようになっている。このように、球面ころ34が前記内外輪32、33の軌道面32b、33b上を転動することによって、前記内外輪32、33のうち少なくとも一方が軸線P回りに回転するようになっている。

【0068】また、前記内輪32には、前記球面ころ34の大径側の端面37と対向して形成された対向面38を有するつば部39を一体に備えている。このつば部39の対向面38には、図10に示すように、内外輪32、33の径方向に対し傾きを有して形成されかつこの対向面38の表面から凹に形成された複数の溝10aからなるスパイラル溝10が設けられている。

【0069】前記スパイラル溝10などは、エッチングや放電加工などによって形成することができる。さらに、スパイラル溝10は、前記内輪32を成形する際に用いる金型において前述したつば部39を成形するつば部成形部に、予め所望の形状の溝成形部を設けておくことによって、内輪32を塑性加工などによって成形する際に同時に成形することができる。

【0070】このように、塑性加工によってスパイラル溝10を成形する場合は、加工後の金型の抜き易さを考慮する必要が生じるとともに、この加工性の容易さと、所望の潤滑剤の付勢及び保持効果のバランスから、前記スパイラル溝10の内外輪32、33の径方向に対する傾き及び前記溝10aの幅および深さや溝10a、10a間の間隔を適切に定めるのが望ましい。

【0071】前述した構成によれば、内外輪32、33のうち少なくとも一方が前記軸線Pまわりに回転すると、転動体としての球面ころ34は、前記内外輪32、33の軌道面32b、33b上を転がりながら、前記内外輪32、33の周方向に沿って回転することとなる。このとき、前記球面ころ34は、大径側の端面37の径と小径側の端面の径との差によって、前記スキューを生じやすくなっている。

【0072】そして、前記内外輪32、33の間に充填された潤滑剤は、前記スパイラル溝10に沿って流れることとなる。このため、潤滑剤は、前記つば部39の対向面38と球面ころ34の大径側の端面37との間に付勢されて送り込まれることとなる。

【0073】さらに、前記スパイラル溝10が、潤滑剤にさらに遠心力などが作用しても、この潤滑剤を前記つば部39の対向面38と球面ころ34の大径側の端面37との間に保持しておくこととなる。

【0074】このため、前記内輪32のつば部39の対向面38と球面ころ34の大径側の端面37との間に常に潤滑剤が存在することとなって、球面ころ34が前記軸線Pに沿って内外輪32、33を押圧するスラスト力を抑制することとなる。

【0075】スラスト力が抑制されるので、前記スキューの発生が抑制されることとなって、前記球面ころ34の端面37とつば部39の対向面38との油膜ぎれ状態での互いの接触が抑制される。

【0076】したがって、転がり軸受としてのスラスト自動調心ころ軸受31の許容回転数などの性能の低下及び、スミアリングやピーリングやフレーキング及びきし

り音などの発生が抑制されて寿命の低下が抑制されることとなる。

【0077】なお、本開示例におけるスパイラル溝10は、内外輪32、33の回転方向によって、前述した潤滑剤の流れに対する付勢効果に変化する。このため、図9に示すように、軸受31の周面の一部に、識別部としての印9をエッチングなどによって形成するのが望ましい。この印9によって、潤滑剤の流れに対する付勢効果が高い内外輪32、33の回転方向などを容易に識別することが可能となる。

【0078】また、本開示例において、前記つば部39の対向面38に、前記スパイラル溝10の代わりに、前記凹溝として図11に示すヘリングボーン溝5aや、図6に示す交差溝11や、図7に示す平行溝12などを設けてもよい。

【0079】図12は、第2の開示例を示し、第1ないし第3の実施形態及び第1の開示例と同一構成部分には同一符号を付して説明を省略する。図12に示すように、本開示例における自動車や産業機械などに用いられる転がり軸受としての円錐ころ軸受41は、固定体と回転体とのうち一方をなす内輪42と、他方をなす外輪43と、内外輪42、43の間に転動自在に設けられた転動体としての円錐ころ44と、前記円錐ころ44を前記内外輪42、43の間に保持する保持器45とを備えている。内外輪42、43の間には、グリースなどの潤滑剤が充填されている。円錐ころ軸受41は、内輪42のつば部39の対向面38に、凹溝としてのX状の交差溝11を設けている。

【0080】前述した構成によれば、内外輪42、43のうち少なくとも一方が前記軸線Pまわりに回転すると、転動体としての円錐ころ44は、前記内外輪42、43の軌道面42b、43b上を転がりながら、前記内外輪42、43の周方向に沿って回転することとなる。このとき、前記円錐ころ44は、大径側の端面47の径と小径側の端面の径との差によって、前記スキューを生じやすくなっている。

【0081】そして、前記内外輪42、43の間に充填された潤滑剤は、前記交差溝11に沿って流れることとなる。このため、潤滑剤は、前記つば部39の対向面38と円錐ころ44の大径側の端面47との間に付勢されて送り込まれることとなる。

【0082】また、前記交差溝11が、潤滑剤にさらに遠心力などが作用しても、この潤滑剤を前記つば部39の対向面38と円錐ころ44の大径側の端面47との間に保持しておくこととなる。さらに、交差溝11は、軸受41が自動車や走行台車などに用いられかつこれらの車の姿勢が比較的急激に変化して潤滑剤の供給が一時遮断されても、潤滑剤を一時保持する油だまりとしての作用を発揮する。

【0083】このため、前記内輪44のつば部39の対

向面38と円錐ころ44の大径側の端面との間に常に潤滑剤が存在することとなって、円錐ころ44が前記軸線Pに沿って内外輪42、43を押圧するスラスト力を抑制することとなる。

【0084】スラスト力が抑制されるので、前記スキューの発生が抑制されることとなって、前記円錐ころ44の端面とつば部39の対向面38との油膜ぎれ状態での互いの接触が抑制される。

【0085】したがって、転がり軸受としての円錐ころ軸受41の許容回転数などの性能の低下及び、スミアリングやピーリングやフレーキング及びきしり音などの発生が抑制されて寿命の低下が抑制されることとなる。

【0086】さらに、前記交差溝11は、内外輪42、43の回転方向が変化しても前述した潤滑剤の流れに対する付勢効果に変化することがない。このため、この円錐ころ軸受41を自動車や産業機械などの外部装置に組み付ける際に、内外輪42、43の回転方向を考慮する必要が生じることがないので、量産性に優れて低コスト化を図ることが可能となる。

【0087】図13は、第3の開示例を示し、第1ないし第3の実施形態及び第1の開示例及び第2の開示例と同一構成部分には同一符号を付して説明を省略する。図13に示すように、産業機械や電動機などに用いられる本開示例における転がり軸受としての円筒ころ軸受51は、固定体と回転体とのうち一方をなす内輪52と、他方をなす外輪53と、内外輪52、53の間に転動自在に設けられた転動体としての円筒ころ54と、前記円筒ころ54を前記内外輪52、53の間に保持する保持器55とを備えている。

【0088】内外輪52、53の間には、グリースなどの潤滑剤が充填されている。円筒ころ軸受51は、円筒ころ54の少なくとも一方の端面56に、凹溝としての放射状の放射溝57を設けている。前記放射溝57は、前記円筒ころ54の端面56において、この端面56の中心から外周方向に向って放射状に延びて形成されている。

【0089】また、前記外輪53は、軸線Pに沿う両端部に前記つば部39、39をそれぞれ設けている。つば部39、39の少なくとも一方の対向面38、38の根元部には凹み58が設けられている。

【0090】前述した構成によれば、内外輪52、53のうち少なくとも一方が前記軸線Pまわりに回転すると、転動体としての円筒ころ54は、前記内外輪52、53の軌道面52b、53b上を転がりながら、前記内外輪52、53の周方向に沿って回転することとなる。このとき、前記円筒ころ54は、前述したスキューを生じやすくなっている。

【0091】そして、前記内外輪52、53の間に充填された潤滑剤は、前記放射溝57に沿って流れることとなる。このため、潤滑剤は、前記つば部39の対向面3

8と円筒ころ54の端面56との間に付勢されて送り込まれることとなる。

【0092】また、前記放射溝57が、潤滑剤にさらに遠心力などが作用しても、この潤滑剤を前記つば部39の対向面38と円筒ころ54の端面56との間に保持しておくこととなる。さらに、前記凹み58が潤滑剤を保持する。

【0093】このため、前記外輪53のつば部39の対向面38と円筒ころ54の端面56との間に常に潤滑剤が存在することとなって、円筒ころ54が前記軸線Pに沿って内外輪52、53を押圧するスラスト力を抑制することとなる。

【0094】スラスト力が抑制されるので、前記スキューの発生が抑制されることとなって、前記円筒ころ54の端面56とつば部39の対向面38との油膜ぎれ状態での互いの接触が抑制される。

【0095】したがって、転がり軸受としての円筒ころ軸受51の許容回転数などの性能の低下及び、スミアリングやピーリングやフレーキング及びきしり音などの発生が抑制されて寿命の低下が抑制されることとなる。

【0096】また、前述した第1ないし第2の開示例において、スパイラル溝10や交差溝11などの凹溝は必ずしも、内輪32、42および外輪33、43などの軌道輪のつば部39の対向面38に設ける必要はなく、ころ34、44の端面に設けても良い。さらに、前記凹溝は、前述した第1ないし第3の開示例において、前記軌道輪と転動体との両方に設けても良い。

【0097】また、これらの凹溝による潤滑剤の付勢効果及び保持効果は、軸受の潤滑方法が油潤滑であってもグリース潤滑であっても発生する。このため、種々の潤滑方法を用いた転がり軸受において、前述した凹溝を設けることによって、前記つば部39の対向面38とこの端面との間に、潤滑油膜を形成することができる。したがって、許容回転数などの性能の低下及びスミアリングやピーリングやフレーキング及びきしり音などの発生を抑制でき、寿命の低下を抑制できる。

【0098】さらに、前記第1及び第2の開示例に示した自動調心ころ軸受31及び円錐ころ軸受41において、図13に示した第3の開示例の円筒ころ軸受51のつば部39のように、前記対向面38の根元部に凹み58を設けるのが望ましい。この場合、この凹み58が潤滑剤を保持することとなって、より確実に前記ころ34、44の端面とつば部39の対向面38との間に潤滑油膜を形成することができる。したがって、許容回転数などの性能の低下及びスミアリングやピーリングやフレーキング及びきしり音などの発生をより確実に抑制でき、寿命の低下をより一層抑制できる。

【0099】前述した第1ないし第3の開示例によれば、次の転がり軸受が得られる。固定体と、回転体と、これら固定体と回転体との間に転動自在に設けられたこ

ろと、を備え、前記固定体と回転体とのうち少なくとも一方に前記ころの端面と対向する対向面を有するつば部を設けた転がり軸受において、前記つば部の対向面と、この対向面に対向する前記ころの端面とのうち少なくとも一方に、これらの面の表面から凹に形成された凹溝を設けたことを特徴とする転がり軸受。

【0100】前記転がり軸受は、回転体の回転中において、前記固定体、回転体及びころの加工精度や回転中の負荷、回転速度、潤滑条件などの変動によって生じる固定体及び回転体の軸線方向に沿ったスラスト力が増大して、前記ころが前記回転体及び固定体の周方向に対し交差する方向に触れながら転動する所謂スキューが生じて、前記凹溝が固定体と回転体との間に充填された潤滑剤を付勢して前記ころの端面とつば部の対向面との間に送り込むこととなる。

【0101】そして、前記ころの端面とつば部の対向面との間に送り込まれた潤滑剤が、前記スラスト力を抑制することとなって、スキューを抑制することとなる。また、前記回転体の回転に伴う遠心力によって潤滑剤が飛散されようとしても、前記凹溝が前記ころの端面とつば部の対向面との間に潤滑剤を保持するとともに、前述したように前記潤滑剤を付勢してこれら端面と対向面との間に送り込むので、前記ころと回転体との間の潤滑不足を抑制することができ、潤滑剤の枯渇による摩擦トルクの増大や焼付き及びきしり音などを抑制することができる。したがって、許容回転数の低下などの性能の低下や、寿命の低下を抑制することが可能となる。

【0102】

【発明の効果】本発明によると、潤滑剤が、固定体の軌道面の少なくとも負荷圏と非負荷圏との境の近傍において前記非負荷圏と負荷圏とに亘って形成された凹溝に沿って流れるとともに、この凹溝に保持されることとなる。

【0103】前記潤滑剤が凹溝に沿って流れるとともに前記凹溝に保持されるので、潤滑剤が前記固定体及び回転体と転動体とが互いに接する軌道面と、転動体の表面との間に送り込まれることとなって、前記軌道面と転動体との油膜ぎれ状態での接触を抑制する。

【0104】したがって、前記軌道面におけるピーリングやフレーキングを抑制するとともに、きしり音やスミアリングなどの発生を抑制することが可能となって、寿命の低下を抑制することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施形態の転がり軸受としてのニードル軸受の斜視図。

【図2】図1中の矢印11方向から見た図。

【図3】同実施形態の転がり軸受としてのニードル軸受の断面図。

【図4】同実施形態の転がり軸受としてのニードル軸受の凹溝をシャフトの周方向に沿って展開して示す図。

【図5】凹溝の変形例をシャフトの周方向に沿って展開して示す図。

【図6】凹溝の変形例をシャフトの周方向に沿って展開して示す図。

【図7】凹溝の変形例をシャフトの周方向に沿って展開して示す図。

【図8】(A)は本発明の第2の実施形態の転がり軸受としての円筒ころ軸受を示す斜視図。(B)は同実施形態の転がり軸受としての円筒ころ軸受の外輪を示す斜視図。

【図9】第1の開示例の転がり軸受としてのスラスト自動調心ころ軸受の一部を切り欠いて示す斜視図。

【図10】図9に示された矢印X方向から見た凹溝を示す図。

【図11】同開示例の凹溝の変形例を示す図。

【図12】(A)は第2の開示例の転がり軸受としての円錐ころ軸受の一部を切り欠いて示す斜視図。(B)は同開示例の円錐ころ軸受の断面図。

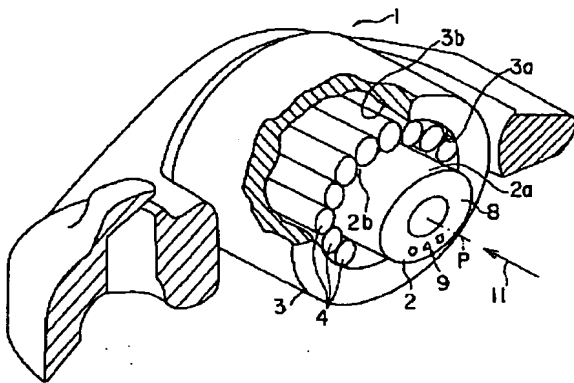
【図13】(A)は第3の開示例の転がり軸受としての円筒ころ軸受の一部を切り欠いて示す斜視図。(B)は同開示例の円筒ころ軸受の断面図。(C)は同開示例の円筒ころ軸受の円筒ころの端面を示す図。

*【符号の説明】

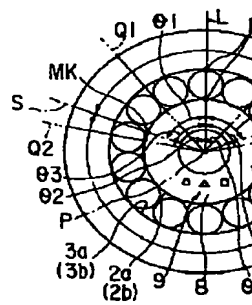
- 1…ニードル軸受(転がり軸受)
- 2…シャフト(固定体)
- 2b…シャフトの軌道面
- 3…外輪(回転体)
- 3b…外輪の軌道面
- 4…ニードル(転動体)
- 5…凹溝
- 5a…ヘリングボーン溝(凹溝)
- 10…スパイラル溝(凹溝)
- 11…交差溝(凹溝)
- 12…平行溝(凹溝)
- 21…円筒ころ軸受(転がり軸受)
- 22…内輪(回転体)
- 22b…内輪の軌道面
- 23…外輪(固定体)
- 23b…外輪の軌道面
- 24…円筒ころ(転動体)
- R1…負荷圏
- R2…非負荷圏
- MK…負荷圏と非負荷圏との境

*

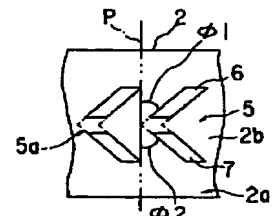
【図1】



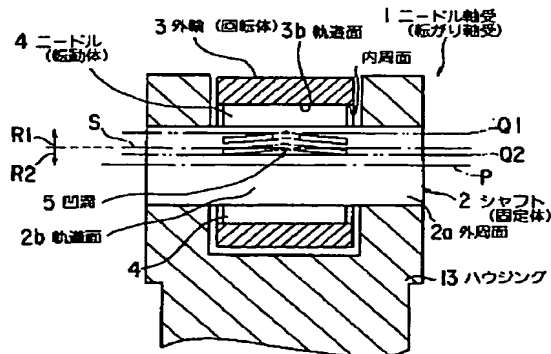
【図2】



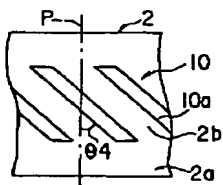
【図4】



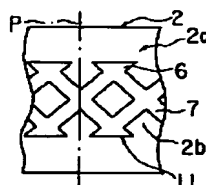
【図3】



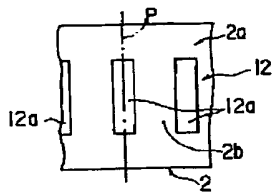
【図5】



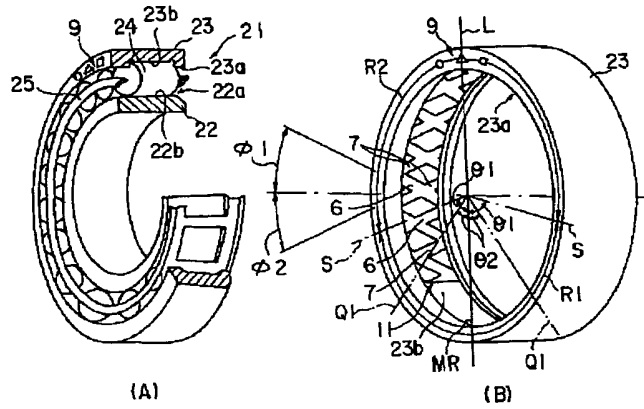
【図6】



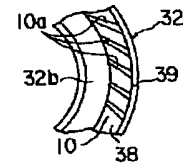
【図 7】



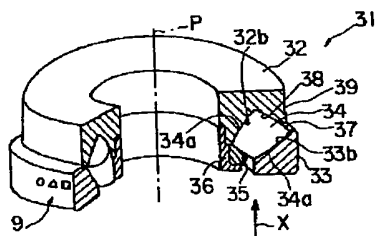
【図 8】



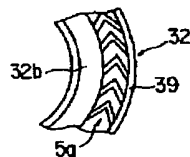
【図 10】



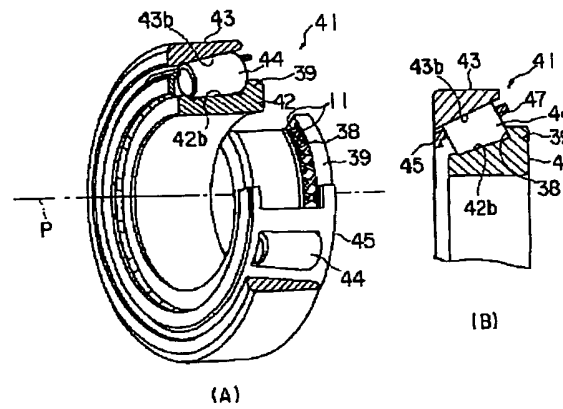
【図 9】



【図 11】



【図 12】



【図 13】

